

УДК 536.12:621.891:539.3

ВПЛИВ ПОТУЖНОСТІ ТЕРТЯ НА ТЕМПЕРАТУРНІ НАПРУЖЕННЯ ПІД ЧАС ОДНОРАЗОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ

К. ТОПЧЕВСКА

Білостоцька політехніка, Польща

На підставі відомих нестационарних температурних полів знайдено просторово-часові розподіли квазістатичних температурних напружень у фрикційних елементах (накладка, диск) під час одноразового гальмування. Досліджено вплив трьох раціональних часових профілів потужності тертя на напружений стан накладки, виготовленої з ретінаксу ФМ-16Л, та чавунного диска. Встановлено, що на робочій поверхні диска наприкінці гальмування виникають розтягувальні нормальні напруження, які можуть викликати появу на ній радіальних тріщин.

Ключові слова: гальмування, тертя, фрикційне нагрівання, напруження, температура.

Неоднорідні температурні поля, зумовлені фрикційним нагріванням робочих елементів (накладки, диск) гальм, викликають у них температурні напруження. Якщо інтенсивність цих напружень перевищить деяку критичну для заданого матеріалу величину, то в ньому можуть виникнути тріщини і, як наслідок, фрикційна теплотривкість пари, тобто її здатність зберігати сталі значення коефіцієнта тертя під час гальмування, погіршиться [1]. Аналітичні моделі розрахунку температурного режиму дискових гальм базуються на розв'язках одновимірних теплових задач тертя для тіл, обмежених координатними поверхнями [2], зокрема для півпростору або шару [3]. Напруження, зумовлені одновимірними нестационарними температурними полями, знаходять за допомогою моделі температурного згину балки з вільними кінцями [4].

У формулюваннях теплових задач тертя використовують умову рівності суми інтенсивностей теплових потоків, спрямованих від поверхні контакту всередину накладки і диска, питомій потужності тертя [5]. Тому зміну температури під час гальмування значною мірою визначає часовий профіль потужності тертя. Останній найчастіше описують за допомогою функції, яка лінійно зменшується від номінального значення в початковий момент гальмування до нуля під час зупинки (гальмування зі сталим сповільненням). Саме за такої еволюції питомої потужності тертя під час гальмування досліджено розподіли температури та температурних напружень у трибосистемах шар–півпростір [6] та півпростір–півпростір із захисним покривом [7]. Гальмування, що супроводжується зменшенням потужності тертя до нуля за наближення до моменту зупинки, вважають раціональним [8]. Отримано точні розв'язки теплових задач тертя для трибосистеми півпростір–півпростір з трьома нелінійними раціональними часовими профілями питомої потужності тертя [9]. Мета роботи – знайти температурні напруження та дослідити вплив зміни з часом гальмування питомої потужності тертя на термонапружений стан накладки та диска.

Температурні поля. Розглянемо схему фрикційного контакту двох півпросторів (рис. 1). Надалі всі величини та параметри, що відносяться до верхнього

($z \geq 0$) та нижнього ($z \leq 0$) півпростору, позначимо нижніми індексами $k=1$ та $k=2$ відповідно. На поверхні $z=0$ виконуються умови ідеального теплового контакту тертя:

$$T_1^{(i)}(0^+, t) = T_2^{(i)}(0^-, t), \quad q_1^{(i)}(t) + q_2^{(i)}(t) = q^{(i)}(t), \quad 0 < t \leq t_s, \quad i=1, 2, 3, \quad (1)$$

де $T_k^{(i)}(z, t)$ – температурні поля; $q_k^{(i)}(t)$, $k=1, 2$ – інтенсивності теплових потоків, спрямовані вздовж нормалі до поверхні контакту всередину кожного елемента; t – час; t_s – час гальмування. Часові профілі питомої потужності тертя в другій з умов (1) візьмемо у вигляді [8]

$$q^{(i)}(t) = q_0 q^{(i)*}(t), \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad i=1, 2, 3, \quad (2)$$

$$q^{(1)*}(t) = 3(1-t/t_s)^2, \quad q^{(2)*}(t) = 6(t/t_s)(1-t/t_s), \quad q^{(3)*}(t) = 6\sqrt{t/t_s}(1-\sqrt{t/t_s}), \quad (3)$$

де q_0 – відоме апіорі номінальне значення питомої потужності тертя.

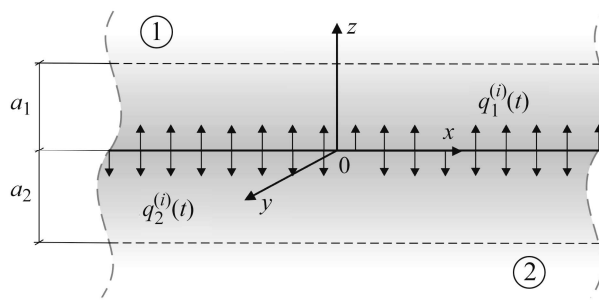


Рис. 1. Схема фрикційного нагрівання трибосистеми.

Fig. 1. Scheme of tribosystem frictional heating.

Розв'язок одновимірної крайової задачі теплопровідності параболічного типу для двох півпросторів із крайовими умовами (1)–(3) за сталої початкової температури T_0 має вигляд [9]

$$T_k^{(i)}(z, t) = T_0 + T_a T_k^{(i)}(\zeta, \tau), \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad i=1, 2, 3, \quad k=1, 2, \quad (4)$$

$$T_k^{(1)*}(\zeta, \tau) = 2\gamma\sqrt{\tau} \left\{ [0, 2\tau^* [8 + 18Z_k^2(\zeta, \tau) + 4Z_k^4(\zeta, \tau)]] F_k(\zeta, \tau) - 4\tau^* [1 + Z_k^2(\zeta, \tau)] + \right. \\ \left. + \tau^* \{ 2Z_k(\zeta, \tau) - 0, 2\tau^* Z_k(\zeta, \tau) [7 + 2Z_k^2(\zeta, \tau)] \} E_k(\zeta, \tau) + 3 \right\}, \quad (5)$$

$$T_k^{(2)*}(\zeta, \tau) = 4\gamma\tau^* \sqrt{\tau} \left\{ [2[1 + Z_k^2(\zeta, \tau)] - 0, 2\tau^* [8 + 18Z_k^2(\zeta, \tau) + 4Z_k^4(\zeta, \tau)]] F_k(\zeta, \tau) - \right. \\ \left. - [Z_k(\zeta, \tau) - 0, 2\tau^* Z_k(\zeta, \tau) [7 + 2Z_k^2(\zeta, \tau)]] E_k(\zeta, \tau) \right\}, \quad (6)$$

$$T_k^{(3)*}(\zeta, \tau) = \gamma\tau^* \left\{ [3\sqrt{\pi\tau_s} + 4\sqrt{\tau} Z_k(\zeta, \tau)] E_k(\zeta, \tau) - \right. \\ \left. - 2[3\sqrt{\pi\tau_s} Z_k(\zeta, \tau) + 4\sqrt{\tau} [1 + Z_k^2(\zeta, \tau)]] F_k(\zeta, \tau) \right\}, \quad (7)$$

$$F_k(\zeta, \tau) = \text{ierfc } Z_k(\zeta, \tau), \quad E_k(\zeta, \tau) = \text{erfc } Z_k(\zeta, \tau), \quad (8)$$

$$Z_1(\zeta, \tau) = 0, 5\zeta/\sqrt{\tau}, \quad \zeta \geq 0, \quad Z_2(\zeta, \tau) = -0, 5\zeta/\sqrt{k^* \tau}, \quad \zeta \leq 0, \quad (9)$$

$$\zeta = \frac{z}{a_1}, \tau = \frac{k_1 t}{a_1^2}, \tau_s = \frac{k_1 t_s}{a_1^2}, \tau^* = \frac{\tau}{\tau_s}, K^* = \frac{K_2}{K_1}, k^* = \frac{k_2}{k_1}, \gamma = \frac{\sqrt{k^*}}{\sqrt{k^*} + K^*}, T_a = \frac{q_0 a_1}{K_1}, \quad (10)$$

де $K_{1,2}, k_{1,2}$ – коефіцієнти тепло- і температуропровідності відповідно, $\operatorname{ierfc} x = e^{-x^2} / \sqrt{\pi} - x \operatorname{erfc} x$, $\operatorname{erfc} x = 1 - \operatorname{erf} x$, $\operatorname{erf} x$ – функція помилок Гауса [10], $a_k = \sqrt{3k_k t_s}$, $k = 1, 2$ – ефективні глибини проникання тепла до елементів фрикційної пари [1].

Напружений стан. Температурні напруження $\sigma_k^{(i)}(z, t)$, що відповідають температурним полям $T_k^{(i)}(z, t)$ (4)–(10), знайдемо, використовуючи співвідношення теорії температурного згину шару з вільними краями [4]. Маємо [11]:

$$\sigma_k^{(i)}(z, t) \equiv \sigma_{x,k}^{(i)}(z, t) = \sigma_{y,k}^{(i)}(z, t), \quad \sigma_{z,k}^{(i)}(z, t) = 0, \quad -a_2 \leq z \leq a_1, \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (11)$$

$$\sigma_k^{(i)}(z, t) = \sigma_{0,k} \sigma_k^{(i)*}(\zeta, \tau), \quad \sigma_{0,k} = \alpha_k E_k T_0 / (1 - \nu_k), \quad i = 1, 2, 3, \quad (12)$$

$$\sigma_k^{(i)*}(\zeta, \tau) = \varepsilon_k^{(i)*}(\zeta, \tau) - T_k^{(i)*}(\zeta, \tau), \quad a_2^* \leq \zeta \leq a_1^*, \quad 0 \leq \tau \leq \tau_s, \quad (13)$$

$$\varepsilon_k^{(i)*}(\zeta, \tau) = [(-1)^{k+1} 4 - 6\zeta] N_k^{(i)}(\tau) + [(-1)^{k+1} 12\zeta - 6] M_k^{(i)}(\tau), \quad (14)$$

$$N_k^{(i)}(\tau) = \int_0^{a_k^*} T_k^{(i)*}(\zeta, \tau) d\zeta, \quad M_k^{(i)}(\tau) = \int_0^{a_k^*} \zeta T_k^{(i)*}(\zeta, \tau) d\zeta,$$

$$a_k^* = (-1)^{k+1} a_k / a_1, \quad k = 1, 2, \quad (15)$$

де E – модуль Юнга; ν, α – коефіцієнти Пуассона та лінійного температурного розширення відповідно. Підставивши безрозмірні температури $T_k^{(i)*}(\zeta, \tau)$ (5)–(10) під знак інтеграла у формулах (15), отримаємо:

$$N_k^{(1)}(\tau) = 2\gamma\sqrt{\tau} X_k(\tau) \{3I_{0,k}(\tau) - 2\tau^* [2I_{0,k}(\tau) + 2I_{2,k}(\tau) - J_{1,k}(\tau)] + 0, 2\tau^{*2} [8I_{0,k}(\tau) + 18I_{2,k}(\tau) + 4I_{4,k}(\tau) - 7J_{1,k}(\tau) - 2J_{3,k}(\tau)]\}, \quad (16)$$

$$M_k^{(1)}(\tau) = 2\gamma\sqrt{\tau} X_k^2(\tau) \{3I_{1,k}(\tau) - 2\tau^* [2I_{1,k}(\tau) + 2I_{3,k}(\tau) - J_{2,k}(\tau)] + 0, 2\tau^{*2} [8I_{1,k}(\tau) + 18I_{3,k}(\tau) + 4I_{5,k}(\tau) - 7J_{2,k}(\tau) - 2J_{4,k}(\tau)]\}, \quad (17)$$

$$N_k^{(2)}(\tau) = 4\gamma\tau^* \sqrt{\tau} X_k(\tau) \{[2I_{0,k}(\tau) + 2I_{2,k}(\tau) - J_{1,k}(\tau)] - 0, 2\tau^* [8I_{0,k}(\tau) + 18I_{2,k}(\tau) + 4I_{4,k}(\tau) - 7J_{1,k}(\tau) - 2J_{3,k}(\tau)]\}, \quad (18)$$

$$M_k^{(2)}(\tau) = 4\gamma\tau^* \sqrt{\tau} X_k^2(\tau) \{[2I_{1,k}(\tau) + 2I_{3,k}(\tau) - J_{2,k}(\tau)] - 0, 2\tau^* [8I_{1,k}(\tau) + 18I_{3,k}(\tau) + 4I_{5,k}(\tau) - 7J_{2,k}(\tau) - 2J_{4,k}(\tau)]\}, \quad (19)$$

$$N_k^{(3)}(\tau) = \gamma\tau^* X_k(\tau) \{3\sqrt{\pi\tau_s} [J_{0,k}(\tau) - 2I_{1,k}(\tau)] - 4\sqrt{\tau} [2I_{0,k}(\tau) + 2I_{2,k}(\tau) - J_{1,k}(\tau)]\}, \quad (20)$$

$$M_k^{(3)}(\tau) = \gamma\tau^* X_k^2(\tau) \{3\sqrt{\pi\tau_s} [J_{1,k}(\tau) - 2I_{2,k}(\tau)] - 4\sqrt{\tau} [2I_{1,k}(\tau) + 2I_{3,k}(\tau) - J_{2,k}(\tau)]\}, \quad (21)$$

$$I_{n,k}(\tau) = \int_0^{Y_k(\tau)} Z_k^n(\zeta, \tau) F_k(\zeta, \tau) dZ_k = L_{n,k}(\tau) / \sqrt{\pi} - J_{n+1,k}(\tau), \quad (22)$$

$$L_{n,k}(\tau) = \int_0^{Y_k(\tau)} Z_k^n(\zeta, \tau) e^{-Z_k^2(\zeta, \tau)} dZ_k,$$

$$J_{n,k}(\tau) = \int_0^{Y_k(\tau)} Z_k^n(\zeta, \tau) E_k(\zeta, \tau) dZ_k, \quad n=0,1,\dots, \quad (23)$$

$$X_1(\tau) = 2\sqrt{\tau}, \quad X_2(\tau) = -2\sqrt{k^* \tau}, \quad Y_k(\tau) = a_k^*/X_k(\tau), \quad k=1, 2. \quad (24)$$

Скориставшись рекурентними залежностями [12, 13]

$$\begin{aligned} L_{n,k}(\tau) &= 0,5[(n-1)L_{n-2,k}(\tau) - Y_{n-1,k}(\tau)e^{-Y_k^2(\tau)}], \quad n=2, 3, \dots, \\ J_{n,k}(\tau) &= \{0,5n(n-1)J_{n-2,k}(\tau) + \\ &+ [Y_k^2(\tau) - 0,5n]Y_k^{n-1}(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) - Y_k^n(\tau)e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi}\}/(n+1), \\ L_{0,k}(\tau) &= 0,5\sqrt{\pi}[1 - \operatorname{erfc} Y_k(\tau)], \quad L_{1,k}(\tau) = 0,5[1 - e^{-Y_k^2(\tau)}], \end{aligned} \quad (25)$$

$$J_{0,k}(\tau) = 1/\sqrt{\pi} - \operatorname{ierfc} Y_k(\tau), \quad J_{1,k}(\tau) = 0,25\operatorname{erf} Y_k(\tau) - 0,5Y_k(\tau)\operatorname{ierfc} Y_k(\tau), \quad (26)$$

обчислюємо інтеграли (23) для $n=2, 3, \dots, 6$:

$$L_{2,k}(\tau) = 0,25\sqrt{\pi}\operatorname{erf} Y_k(\tau) - 0,5Y_k(\tau)e^{-Y_k^2(\tau)}, \quad L_{3,k}(\tau) = 0,5\{1 - [1 + Y_k^2(\tau)]e^{-Y_k^2(\tau)}\}, \quad (27)$$

$$L_{4,k}(\tau) = 0,375\sqrt{\pi}\operatorname{erf} Y_k(\tau) - 0,5Y_k(\tau)[Y_k^2(\tau) + 1,5]e^{-Y_k^2(\tau)}, \quad (28)$$

$$L_{5,k}(\tau) = 1 - [0,5Y_k^4(\tau) + Y_k^2(\tau) + 1]e^{-Y_k^2(\tau)}, \quad (29)$$

$$J_{2,k}(\tau) = \left\langle Y_k^3(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) + \{1 - [Y_k^2(\tau) + 1]e^{-Y_k^2(\tau)}\}/\sqrt{\pi} \right\rangle / 3, \quad (30)$$

$$J_{3,k}(\tau) = \{Y_k^4(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) + 0,75\operatorname{erf} Y_k(\tau) - Y_k(\tau)[Y_k^2(\tau) + 1,5]e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi}\}/4, \quad (31)$$

$$J_{4,k}(\tau) = \left\langle Y_k^5(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) + \{2 - [Y_k^4(\tau) + 2Y_k^2(\tau) + 2]e^{-Y_k^2(\tau)}\}/\sqrt{\pi} \right\rangle / 5, \quad (32)$$

$$\begin{aligned} J_{5,k}(\tau) &= \{Y_k^6(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) + 1,875\operatorname{erf} Y_k(\tau) - \\ &- Y_k(\tau)[Y_k^4(\tau) + 2,5Y_k^2(\tau) + 3,75]e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi}\}/6, \end{aligned} \quad (33)$$

$$J_{6,k}(\tau) = \left\langle Y_k^7(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) + \{6 - [Y_k^6(\tau) + 3Y_k^4(\tau) + 6Y_k^2(\tau) + 6]e^{-Y_k^2(\tau)}\}/\sqrt{\pi} \right\rangle / 7, \quad (34)$$

Підставивши функції $L_{n,k}(\tau)$, $J_{n,k}(\tau)$ (25)–(34) у співвідношення (22), отримуємо:

$$I_{0,k}(\tau) = 0,5Y_k(\tau)e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi} + 0,25\operatorname{erf} Y_k(\tau) - 0,5Y_k^2(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau), \quad (35)$$

$$I_{1,k}(\tau) = \left\langle \{1 + [2Y_k^2(\tau) - 1]e^{-Y_k^2(\tau)}\}/\sqrt{\pi} - 2Y_k^3(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) \right\rangle / 6, \quad (36)$$

$$I_{2,k}(\tau) = \{Y_k(\tau)[2Y_k^2(\tau) - 1]e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi} + 0,5\operatorname{erf} Y_k(\tau) - 2Y_k^4(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau)\}/8, \quad (37)$$

$$I_{3,k}(\tau) = \left\langle 0,5\{1 + [2Y_k^4(\tau) - Y_k^2(\tau) - 1]e^{-Y_k^2(\tau)}\}/\sqrt{\pi} - Y_k^5(\tau)\operatorname{erfc} Y_k(\tau) \right\rangle / 5, \quad (38)$$

$$I_{4,k}(\tau) = \{0,25Y_k^4(\tau)[4Y_k^4(\tau) - 2Y_k^2(\tau) - 3]e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi} + 0,375\text{erf} Y_k(\tau) - Y_k^6(\tau)\text{erfc} Y_k(\tau)\}/6, \quad (39)$$

$$I_{5,k}(\tau) = \left\langle \{1 + [Y_k^6(\tau) - 0,5Y_k^4(\tau) - Y_k^2(\tau) - 1]e^{-Y_k^2(\tau)}/\sqrt{\pi} - Y_k^7(\tau)\text{erfc} Y_k(\tau)\} / 7, \quad (40)$$

де функції $Y_k(\tau)$ мають вигляд (24). Знаючи функції $J_{n,k}(\tau)$ (26), (30)–(34) та $I_{n,k}(\tau)$ (35)–(40), за формулами (16)–(21) обчислюємо усереднені за товщиною шарів безрозмірні температури $N_k^{(i)}(\tau)$ і температурні моменти $M_k^{(i)}(\tau)$, а підставивши їх до формул (11)–(14), знаходимо напруження $\sigma_k^{(i)}(z,t)$, $i=1, 2, 3$, $k=1, 2$.

Числові результати. Вплив часових профілів питомої потужності тертя $q^{(i)}(t)$, $i=1, 2, 3$ (2), (3) на температурні поля $T_k^{(i)}(z,t)$ (4)–(10) трибосистеми, що складається з чавунного диска ($K_1 = 51 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $k_1 = 14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$) та накладки, виготовленої із фрикційного матеріалу ретінакс ФМ-16Л ($K_2 = 0,65 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $k_2 = 4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$), вивчали раніше [9]. Для цієї ж фрикційної пари дослідимо розподіли безрозмірних температурних напружень $\sigma_k^{(i)*}(\zeta, \tau)$, $0 \leq \tau \leq \tau_s = 1$ (13)–(15) в диску для $0 \leq \zeta \leq a_1^* = 1$ та накладці для $-0,17 = a_2^* \leq \zeta \leq 0$.

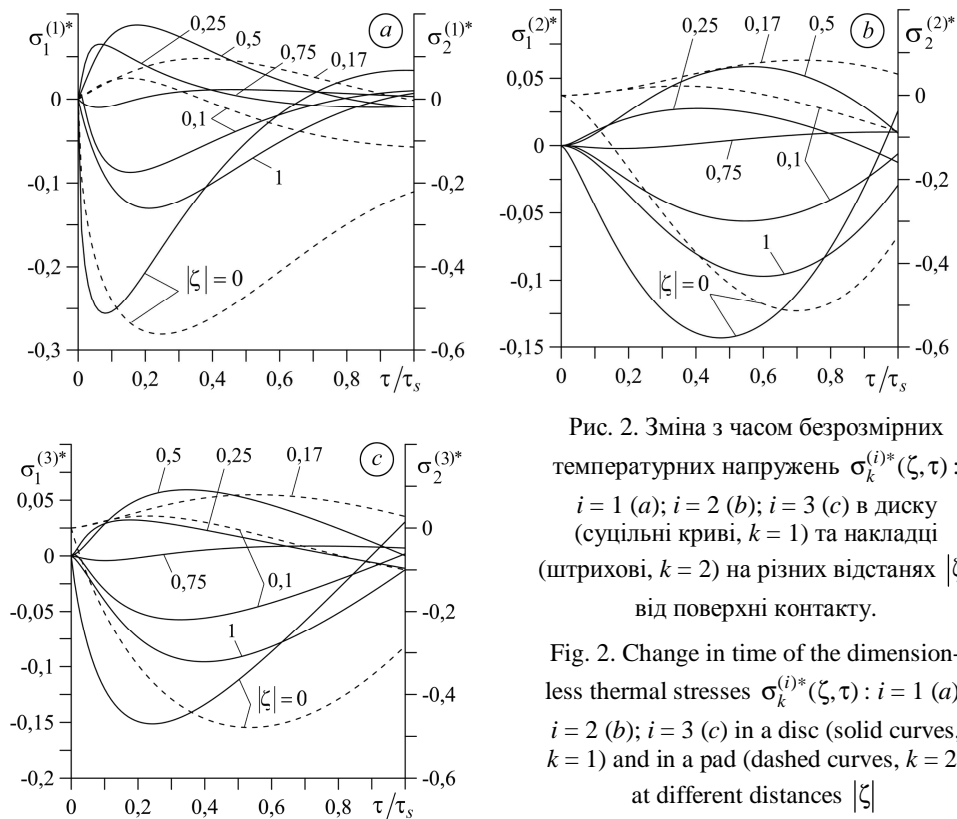


Рис. 2. Зміна з часом безрозмірних температурних напружень $\sigma_k^{(i)*}(\zeta, \tau)$: $i=1$ (a); $i=2$ (b); $i=3$ (c) в диску (суцільні криві, $k=1$) та накладці (штрихові, $k=2$) на різних відстанях $|\zeta|$ від поверхні контакту.

Fig. 2. Change in time of the dimensionless thermal stresses $\sigma_k^{(i)*}(\zeta, \tau)$: $i=1$ (a); $i=2$ (b); $i=3$ (c) in a disc (solid curves, $k=1$) and in a pad (dashed curves, $k=2$) at different distances $|\zeta|$ from the contact surface.

Для раціональних режимів гальмування еволюція температури на поверхні контакту накладки з диском відбувається в характерний спосіб – з початком гальмування температура швидко підвищується і після досягнення максимального значення починає монотонно знижуватись аж до зупинки [9]. Значення та час досягнення максимальної температури, а також швидкість подальшого охолодження ділянки контакту залежать від часового профілю питомої потужності тертя. Внаслідок такої зміни температури з часом гальмування відповідні нормальні температурні напруження на поверхні контакту накладки з диском ($\zeta = 0$) є стискальними, а їхні абсолютні величини збільшуються від нуля в початковий момент часу до максимальних значень, різних для накладки і диска. Після цього починається зменшення стискальних напружень (рис. 2). Для трьох вибраних часових профілів питомої потужності тертя $q^{(i)}(t)$, $i = 1, 2, 3$ (2), (3) максимальні значення безрозмірних стискальних напружень $\sigma_{k,\max}^{(i)*} = \left| \sigma_k^{(i)*}(0, \tau_{\max}^{(i)}) \right|$ на поверхні контакту диска ($k = 1$) з накладкою ($k = 2$) та часу їх досягнення $\tau_{\max}^{(i)}$ становлять відповідно 0,26 і 0,08 ($k = 1$) та 0,56 і 0,25 ($k = 2$) (рис. 2a), 0,14 і 0,47 ($k = 1$) та 0,51 і 0,7 ($k = 2$) (рис. 2b), 0,15 і 0,24 ($k = 1$) та 0,48 і 0,53 ($k = 2$) (рис. 2c). Внаслідок низької, порівняно з чавуном, теплопровідності ретинаксу максимальні температури, а отже, і максимальні значення температурних напружень на робочій поверхні накладки більші, ніж для диска. На відміну від напружень на поверхні накладки, які є стискальними під час всього гальмівного процесу, стискальні температурні напруження на поверхні диска в моменти часу $\tau^* = 0,67; 0,96; 0,9$ стають розтягувальними, а їхні значення під час зупинки становлять 0,034; 0,026; 0,03 для $i = 1; 2; 3$ відповідно.

З віддаленням від поверхні контакту розтягувальні напруження в диску та накладці зменшуються, стаючи розтягувальними на деякій, залежній від часу гальмування τ , глибині. Найбільші значення розтягувальних напружень усередині диска досягаються на глибині $\zeta = 0,5$ у ті ж моменти часу, для яких стискальні напруження на його робочій поверхні максимальні. З подальшим наближенням до поверхні $\zeta = a_1^*$ температурні напруження в диску знову стають стискальними. Розтягувальні напруження в накладці збільшуються з глибиною, досягаючи максимальних значень 0,1; 0,08; 0,08 в моменти часу 0,37; 0,72; 0,55 для $i = 1; 2; 3$ відповідно, на відстані $\zeta = a_2^*$.

ВИСНОВКИ

Дослідження показали, що еволюцію нормальних напружень на робочій поверхні диска можна поділити на три етапи. На першому, з початком гальмування, температурні напруження є стискальними, а їхні абсолютні величини стрімко зростають, досягаючи максимальних значень. Після цього, на другому етапі спостерігаємо повільне зменшення стискальних напружень до нуля. На останньому етапі, незадовго перед зупинкою, температурні напруження стають розтягувальними, досягаючи найбільших значень під час зупинки. Температурні напруження на робочій поверхні накладки стискальні протягом всього гальмівного процесу, а їхня зміна з часом повторює два перші етапи еволюції напружень на поверхні диска. Максимальні значення стискальних напружень на фрикційних поверхнях накладки і диска та час їх досягнення суттєво залежать від зміни з часом гальмування питомої потужності тертя.

За усталеного часу в розподілі температурних напружень за товщиною диска виявлено три ділянки. В першій, яка знаходиться під робочою поверхнею, та

третьей, розташованій поблизу вільної ($\zeta = a_1^*$) поверхні диска, температурні напруження стискальні. В другій ділянці, розташованій між першою та третьою, температурні напруження розтягувальні. З віддаленням від робочої поверхні розтягувальні температурні напруження в накладці монотонно збільшуються.

Розтягувальні температурні напруження, які виникають на робочій поверхні диска наприкінці гальмівного процесу, за досягнення деякої граничної величини, можуть ініціювати на цій поверхні появу та розвиток радіальних тріщин [14, 15].

РЕЗЮМЕ. На основании известных нестационарных температурных полей получены пространственно-временные распределения квазистатических температурных напряжений в фрикционных элементах (накладка, диск) при одноразовом торможении. Исследовано влияние трех рациональных временных профилей мощности трения на напряженное состояние накладки, изготовленной из ретинакса ФМ-16Л, и чугунного диска. Показано, что на рабочей поверхности диска в конце торможения возникают растягивающие нормальные напряжения, которые могут приводить к появлению на этой поверхности радиальных трещин.

SUMMARY. The spatio-temporal distribution of quasi-static temperature stresses in friction elements (pad, disc) during single braking has been obtained on the basis of known non-stationary temperature fields. The influence of three rational temporary profiles of the specific friction power on the stress state of the pad (retinax FM-16L) and the cast-iron disc has been investigated. It is shown, that on the working surface of the disc at the end of the braking process, tensile normal stress occur, that can lead to the appearance of radial cracks on this surface.

1. *Расчет, испытание и подбор фрикционных пар /* А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатъева. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
2. *Грилицький Д. В.* Термопружні контактні задачі в трибології. – К.: Ін-т змісту і методів навчання Міністерства освіти України, 1996. – 204 с.
3. *Yevtushenko A. A. and Kuciej M.* One-dimensional thermal problem of friction during braking: The history of development and actual state // *Int. J. Heat Mass Trans.* – 2012. – **55**, № 15–16. – P. 4118–4153.
4. *Noda N., Hetnarski R. B., and Tanigawa Y.* Thermal Stresses. – Rochester: Lastran Corp., 2000. – 456 p.
5. *Ling F. F.* Surface Mechanics. – New York: Wiley, 1973. – 320 p.
6. *Yevtushenko A. A. and Kuciej M.* Temperature and thermal stresses in a pad/disc during braking // *Appl. Therm. Eng.* – 2010. – **30**, № 4. – P. 354–359.
7. *Yevtushenko A. A. and Kuciej M.* Two calculation schemes for determination of thermal stresses due to frictional heating during braking // *J. Theoret. Appl. Mech.* – 2010. – **48**, № 3. – P. 605–621.
8. *Чичинадзе А. В.* Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 572 с.
9. *Топчевска К.* Вплив потужності тертя на температуру під час гальмування // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – 2017. – **53**, № 2. – С. 96–101.
10. *Абрамовиц М., Стиган И.* Справочник по специальным функциям. – М.: Наука, 1979. – 830 с.
11. *Тимошенко С. П., Гудьер Д.* Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
12. *Прудников А. П., Брычков Ю. А., Маричев О. И.* Интегралы и ряды. Элементарные функции. – М.: Наука, 1981. – 800 с.
13. *Прудников А. П., Брычков Ю. А., Маричев О. И.* Интегралы и ряды. Специальные функции. – М.: Наука, 1983. – 753 с.
14. *Stress analysis of thermal fatigue of brake disks based on thermomechanical coupling /* C. H. Gao, J. M. Huang, X. Z. Lin, and X. S. Tang // *Trans. ASME. J. Tribol.* – 2006. – **129**, № 3. – P. 536–543.
15. *Day A. J.* Braking of Road Vehicles. – Oxford: Elsevier, 2014. – 488 p.

Одержано 27.09.2017